

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

Applicant: Ryo MIYAKOSHI et al.

Title: CONTROL APPARATUS OF VARIABLE VALVE TIMING
MECHANISM AND METHOD THEREOF

Appl. No.: Unassigned

Filing Date: 10/29/2003

Examiner: Unassigned

Art Unit: Unassigned

CLAIM FOR CONVENTION PRIORITY

Commissioner for Patents
PO Box 1450
Alexandria, Virginia 22313-1450

Sir:

The benefit of the filing date of the following prior foreign application filed in the following foreign country is hereby requested, and the right of priority provided in 35 U.S.C. § 119 is hereby claimed.

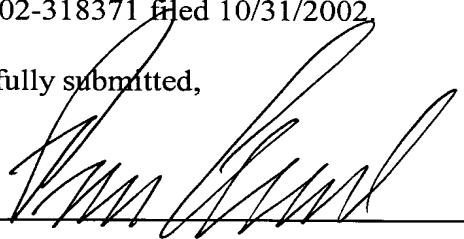
In support of this claim, filed herewith is a certified copy of said original foreign application:

- JAPAN Patent Application No. 2002-318371 filed 10/31/2002

Respectfully submitted,

Date October 29, 2003

By



FOLEY & LARDNER
Customer Number: 22428
Telephone: (202) 945-6162
Facsimile: (202) 672-5399

Pavan K. Agarwal
Attorney for Applicant
Registration No. 40,888

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日 2 0 0 2 年 1 0 月 3 1 日
Date of Application:

出 願 番 号 特 願 2 0 0 2 - 3 1 8 3 7 1
Application Number:
[ST. 10/C] : [J P 2 0 0 2 - 3 1 8 3 7 1]

出 願 人 株式会社日立ユニシアオートモティブ
Applicant(s):

2 0 0 3 年 8 月 1 3 日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

今 井 康 夫



出証番号 出証特 2 0 0 3 - 3 0 6 5 3 8 4

【書類名】 特許願

【整理番号】 102-0382

【提出日】 平成14年10月31日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F01L 1/34

【発明者】

 【住所又は居所】 神奈川県厚木市恩名 1 3 7 0 番地 株式会社日立ユニシ
 アオートモティブ内

 【氏名】 宮腰 竜

【発明者】

 【住所又は居所】 神奈川県厚木市恩名 1 3 7 0 番地 株式会社日立ユニシ
 アオートモティブ内

 【氏名】 町田 憲一

【特許出願人】

 【識別番号】 000167406

 【氏名又は名称】 株式会社日立ユニシアオートモティブ

【代理人】

 【識別番号】 100078330

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 笹島 富二雄

 【電話番号】 03-3508-9577

【手数料の表示】

 【予納台帳番号】 009232

 【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

 【物件名】 明細書 1

 【物件名】 図面 1

 【物件名】 要約書 1

 【包括委任状番号】 9716042

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書**【発明の名称】 可変バルブタイミング機構の制御装置****【特許請求の範囲】****【請求項 1】**

内燃機関のクランクシャフトに対するカムシャフトの回転位相をアクチュエータによって変化させることで、機関バルブのバルブタイミングを変化させる可変バルブタイミング機構の制御装置であって、

前記クランクシャフトの基準回転位置及び前記カムシャフトの基準回転位置の検出信号に基づいて前記回転位相を検出する一方、前記回転位相が検出される間における回転位相の変化を、前記アクチュエータの制御量に基づいて推定し、該推定された回転位相に基づいて前記アクチュエータをフィードバック制御することを特徴とする可変バルブタイミング機構の制御装置。

【請求項 2】

前記アクチュエータの制御量を、予め設定された伝達関数に基づいて回転位相に変換し、該伝達関数による変換で得られた回転位相の今回値と前回値との偏差を、最近に検出された回転位相に順次積算し、該積算結果に基づいて前記アクチュエータをフィードバック制御することを特徴とする請求項 1 記載の可変バルブタイミング機構の制御装置。

【請求項 3】

前記可変バルブタイミング機構が、内燃機関のクランクシャフトに対するカムシャフトの回転位相を、アクチュエータとしての電磁ブレーキの制動力によって変化させる構成であり、前記制御量が、前記電磁ブレーキのコイルの電流又は電圧であることを特徴とする請求項 1 又は 2 記載の可変バルブタイミング機構の制御装置。

【発明の詳細な説明】**【0001】****【発明の属する技術分野】**

本発明は、機関バルブ（吸・排気バルブ）のバルブタイミングを変化させる可変バルブタイミング機構の制御装置に関する。

【0 0 0 2】**【従来の技術】**

従来、内燃機関のクランクシャフトに対するカムシャフトの回転位相を変化させることによって、機関バルブの開閉タイミングを変化させる可変バルブタイミング機構の制御装置として、特許文献 1 に開示されるようなものがあつた。

【0 0 0 3】

このものは、カムシャフトの基準回転位置で検出信号を出力するカムセンサと、クランクシャフトの基準回転位置を検出するクランク角センサとを備え、前記基準回転位置のずれ角に基づいて前記回転位相を検出し、該回転位相が目標になるように可変バルブタイミング機構をフィードバック制御するものである。

【0 0 0 4】**【特許文献 1】**

特開 2 0 0 0 - 2 9 7 6 8 6 号公報

【0 0 0 5】**【発明が解決しようとする課題】**

ところで、上記構成によると、一定クランク角毎に回転位相が検出されることになるが、回転位相の検出結果に基づくフィードバック制御は、一般に微小単位時間毎に実行される。

【0 0 0 6】

このため、低回転時には、フィードバック制御の実行周期よりも回転位相の検出周期が長くなり、前記回転位相が更新される間で、実際とは異なる同じ回転位相の検出結果を用いて繰り返しフィードバック制御が行われ、オーバーシュートが発生することがあるという問題があつた。

【0 0 0 7】

本発明は上記問題点に鑑みなされたものであり、機関の低回転時で回転位相の検出周期が長くなっても、回転位相のフィードバック制御がオーバーシュートすることを回避できる可変バルブタイミング機構の制御装置を提供することを目的とする。

【0 0 0 8】

【課題を解決するための手段】

そのため請求項 1 記載の発明は、クランクシャフトの基準回転位置及びカムシャフトの基準回転位置の検出信号に基づいて回転位相を検出する一方、前記回転位相が検出される間における回転位相の変化を、可変バルブタイミング機構のアクチュエータの制御量に基づいて推定し、該推定された回転位相に基づいてアクチュエータをフィードバック制御する構成とした。

【0 0 0 9】

上記構成によると、基準回転位置の検出信号に基づき一定クランク角毎に回転位相が検出されるが、検出が行われる間における回転位相の変化を、可変バルブタイミング機構のアクチュエータの制御量に基づいて推定し、該推定結果が目標に一致するように、前記アクチュエータをフィードバック制御する。

【0 0 1 0】

従って、低回転時で回転位相の検出周期が長くなっても、その間における回転位相の変化が推定されるから、大きな誤差を有する回転位相に基づいてアクチュエータがフィードバック制御されることがなく、オーバーシュートの発生が回避される。

【0 0 1 1】

請求項 2 記載の発明では、アクチュエータの制御量を、予め設定された伝達関数に基づいて回転位相に変換し、該伝達関数による変換で得られた回転位相の今回値と前回値との偏差を、最近に検出された回転位相に順次積算し、該積算結果に基づいて前記アクチュエータをフィードバック制御する構成とした。

【0 0 1 2】

上記構成によると、制御量を伝達関数に基づいて回転位相に変換するが、該変換で得た回転位相の今回値と前回値との偏差を求めることで、制御量から回転位相の変化量を推定し、基準回転位置の検出結果に基づいて最近に検出された回転位相に、前記制御量から推定した回転位相の変化を順次積算する。

【0 0 1 3】

従って、伝達関数に基づき推定される回転位相の絶対値に誤差があっても、係る絶対値の誤差に影響されることなく、回転位相が検出される間における回転位

相の変化を精度良く推定できる。

【0014】

請求項3記載の発明では、可変バルブタイミング機構が、内燃機関のクランクシャフトに対するカムシャフトの回転位相を、アクチュエータとしての電磁ブレーキの制動力によって変化させる構成であり、前記制御量を、前記電磁ブレーキのコイルの電流又は電圧とする構成とした。

【0015】

かかる構成によると、電磁ブレーキのコイルにおける電流・電圧を制御することによって回転位相が制御される一方、前記コイルの電流又は電圧から、回転位相が検出される間における回転位相の変化を推定する。

【0016】

従って、電磁ブレーキの制動力によって回転位相を変化させ、以って、機関バルブの開閉タイミングを変化させる可変バルブタイミング機構において、低回転時で回転位相の検出周期が長くなっても、大きな誤差を有する回転位相に基づいてアクチュエータがフィードバック制御されることがなく、オーバーシュートの発生が回避される。

【0017】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施の形態を図に基づいて説明する。

図1は、実施形態における車両用内燃機関の構成図である。

【0018】

この図1において、内燃機関101の吸気管102には、スロットルモータ103aでスロットルバルブ103bを開閉駆動する電子制御スロットル104が介装され、該電子制御スロットル104及び吸気バルブ105を介して、燃焼室106内に空気が吸入される。

【0019】

燃焼排気は燃焼室106から排気バルブ107を介して排出され、フロント触媒108及びリア触媒109で浄化された後、大気中に放出される。

前記吸気バルブ105及び排気バルブ107は、それぞれ排気側カムシャフト

110, 吸気側カムシャフト134に設けられたカムによって開閉駆動されるが、吸気側カムシャフト134には、可変バルブタイミング機構VTC113が設けられている。

【0020】

前記可変バルブタイミング機構VTC113は、クランクシャフト120に対する吸気側カムシャフト134の回転位相を変化させることで、吸気バルブ105のバルブタイミングを変化させる機構であり、本実施形態では、後述するようなスパイラルラジアルリンク式の可変バルブタイミング機構を採用する。

【0021】

尚、本実施形態では吸気バルブ105側にのみ可変バルブタイミング機構VTC113を備える構成としたが、吸気バルブ105側に代えて、又は、吸気バルブ105側と共に、排気バルブ107側に可変バルブタイミング機構VTC113を備える構成であっても良い。

【0022】

また、各気筒の吸気ポート130には、電磁式の燃料噴射弁131が設けられ、該燃料噴射弁131は、エンジンコントロールユニット(ECU)114からの噴射パルス信号によって開弁駆動されると、所定圧力に調整された燃料を吸気バルブ105に向けて噴射する。

【0023】

マイクロコンピュータを内蔵する前記ECU114には、各種センサからの検出信号が入力され、該検出信号に基づく演算処理によって、前記電子制御スロットル104、可変バルブタイミング機構VTC113及び燃料噴射弁131を制御する。

【0024】

前記各種センサとしては、アクセル開度を検出するアクセル開度センサAPS116、機関101の吸入空気量Qを検出するエアフローメータ115、クランクシャフト120からクランク角180°毎の基準クランク角信号REF(基準回転位置信号)と単位クランク角度毎の単位角度信号POSを取り出すクランク角センサ117、スロットルバルブ103bの開度TVOを検出するスロットル

センサ 1 1 8、機関 1 0 1 の冷却水温度を検出する水温センサ 1 1 9、吸気側カムシャフト 1 3 4 からカム角 90° （クランク角 180° ）毎のカム信号 CAM（基準回転位置信号）を取り出すカムセンサ 1 3 2 が設けられている。

【 0 0 2 5 】

尚、前記基準クランク角信号 REF の周期、又は、単位時間当たりの単位角度信号 POS の発生数に基づいて、ECU 1 1 4 において機関回転速度 N_e が算出される。

【 0 0 2 6 】

次に、前記可変バルブタイミング機構 VTC 1 1 3 の構成を、図 2 ～図 5 に基づいて説明する。

前記可変バルブタイミング機構 VTC 1 1 3 は、カムシャフト 1 3 4 と、駆動プレート 2 と、組付角調整機構 4 と、作動装置 1 5 と、VTC カバー 6 から構成される。

【 0 0 2 7 】

前記駆動プレート 2 は、機関 1 0 1（クランクシャフト 1 2 0）から回転が伝達されて回転する部材であり、前記組付角調整機構 4 は、前記カムシャフト 1 3 4 と駆動プレート 2 との組付角度を変化させる機構であって、作動装置 1 5 によって作動する。

【 0 0 2 8 】

前記 VTC カバー 6 は、図示省略したシリンダヘッドとロッカカバーの前端に跨って取り付けられて、駆動プレート 2 と組付角調整機構 4 の前面とその周域を覆うカバーである。

【 0 0 2 9 】

前記カムシャフト 1 3 4 の前端部（図 2 における左側）には、スペーサ 8 が嵌合され、更に、このスペーサ 8 は、カムシャフト 1 3 4 のフランジ部 1 3 4 f に貫通されるピン 8 0 によって回転規制されている。

【 0 0 3 0 】

また、前記カムシャフト 1 3 4 には、径方向に油供給孔 1 3 4 r が複数貫通形成されている。

前記スペーサ 8 は、図 3 に示すように、円盤状の係止フランジ 8 a と、この係止フランジ 8 a の前端面から軸方向に延びる円管部 8 b と、同じく係止フランジ 8 a の前端面であって円管部 8 b の基端側から外径方向の 3 方に延びて軸方向と平行な圧入穴 8 c が形成された軸支持部 8 d とが形成されている。

【0031】

尚、上記軸支持部 8 d 及び圧入穴 8 c は、図 3 に示すように、それぞれ周方向に 120° 毎に配置される。

また、前記スペーサ 8 には、油を供給する油供給孔 8 r が径方向に貫通形成されている。

【0032】

前記駆動プレート 2 は、中心に貫通穴 2 a が形成された円盤状に形成されており、前記スペーサ 8 に対して係止フランジ 8 a によって軸方向の変位を規制された状態で相対回転自在に組み付けられている。

【0033】

また、駆動プレート 2 は、図 3 に示すように、その後部外周に、クランクシャフト 120 から図示省略したチェーンを介して回転が伝達されるタイミングsprocket 3 が形成されている。

【0034】

更に、駆動プレート 2 の前端面には、貫通穴 2 a と外周とを結んで外径方向に 3 つのガイド溝 2 g が形成されており、前記ガイド溝 2 g は、前記軸支持部 8 d と同様に、周方向に 120° 毎に配置される。

【0035】

また、駆動プレート 2 の前端面の外周部には、円環状のカバー部材 2 c が溶接或いは圧入により固定されている。

本実施形態において、従動回転体は、カムシャフト 134 及びスペーサ 8 によって構成され、駆動回転体は、タイミングsprocket 3 を含む駆動プレート 2 によって構成される。

【0036】

前記組付角調整機構 4 は、カムシャフト 134 と駆動プレート 2 との前端部側

に配置されて、カムシャフト 134 と駆動プレート 2 との組付相対角度を変更するものである。

【0037】

この組付角調整機構 4 は、図 3 に示すように、3 本のリンクアーム 14 を有している。

前記各リンクアーム 14 は、先端部にスライド部としての円筒部 14a が設けられ、また、この円筒部 14a から外径方向に延びるアーム部 14b が設けられている。

【0038】

前記円筒部 14a には、収容孔 14c が貫通して形成されている一方、アーム部 14b の基端部には、回動部としての回動穴 14d が貫通して形成されている。

【0039】

前記リンクアーム 14 は、前記スペーサ 8 の圧入穴 8c にきつく圧入された回動ピン 81 に対して回動穴 14d を装着して、回動ピン 81 を中心に回動可能に取り付けられている。

【0040】

一方、リンクアーム 14 の円筒部 14a は、前記駆動プレート 2 の径方向ガイドとしてのガイド溝 2g に挿入されて、駆動プレート 2 に対して径方向に移動可能（スライド可能）に取り付けられている。

【0041】

上記構成において、円筒部 14a が外力を受けてガイド溝 2g に沿って径方向にスライド変位すると、リンクアーム 14 によるリンク作用により回動ピン 81 が前記円筒部 14a の径方向の変位量に応じた角度だけ周方向に移動することになるもので、この回動ピン 81 の変位によりカムシャフト 134 が駆動プレート 2 に対して相対回転することになる。

【0042】

図 4 及び図 5 は、前記組付角調整機構 4 の作動を示すもので、図 4 に示すように、円筒部 14a がガイド溝 2g において駆動プレート 2 の外周側に配置されて

いるときには、基端部の回動ピン 8 1 がガイド溝 2 g に近い位置に引っ張られているもので、この位置が最遅角位置となる。

【0 0 4 3】

一方、図 5 に示すように、円筒部 1 4 a がガイド溝 2 g において駆動プレート 2 の内周側に配置されているときには、回動ピン 8 1 が周方向に押されてガイド溝 2 g から離れるもので、この位置が最進角位置となる。

【0 0 4 4】

上記組付角調整機構 4 における前記円筒部 1 4 a の径方向への移動は、前記作動装置 1 5 により行われ、この作動装置 1 5 は、作動変換機構 4 0 と増減速機構 4 1 とを備えている。

【0 0 4 5】

前記作動変換機構 4 0 は、リンクアーム 1 4 の円筒部 1 4 a に保持された球 2 2 と、前記駆動プレート 2 の前面に対向して同軸に設けられたガイドプレート 2 4 とを備え、このガイドプレート 2 4 の回転を前記リンクアーム 1 4 における円筒部 1 4 a の径方向の変位に変換する機構である。

【0 0 4 6】

前記ガイドプレート 2 4 は、前記スペーサ 8 の円管部 8 b の外周に金属系のブッシュ 2 3 を介して相対回転可能に支持されている。

また、前記ガイドプレート 2 4 の後面には、断面略半円状で周方向の変位に伴って径方向に変位する渦巻きガイドとしての渦巻状ガイド溝 2 8 が形成され、かつ、径方向の中間部には、油の供給を行う油供給孔 2 4 r が前後方向に貫通して形成されている。

【0 0 4 7】

前記渦巻状ガイド溝 2 8 には、前記球 2 2 が係合されている。

即ち、前記リンクアーム 1 4 の円筒部 1 4 a に設けられた収容孔 1 4 c には、図 2 及び図 3 に示すように、円盤状の支持パネル 2 2 a と、コイルスプリング 2 2 b (弾性体) と、リテーナ 2 2 c と、球 2 2 (球状部材) とが順に挿入されている。

【0 0 4 8】

また、前記リテーナ 2 2 c は、前端部に球 2 2 が飛び出した状態で支持する碗状の支持凹部 2 2 d が形成されていると共に、外周に前記コイルスプリング 2 2 b が着座するフランジ 2 2 f が形成されている。

【0 0 4 9】

そして、図 2 に示す組付状態では、コイルスプリング 2 2 b が圧縮され、支持パネル 2 2 a が駆動プレート 2 の前面に押し付けられ、かつ、前記球 2 2 が渦巻状ガイド溝 2 8 に押し付けられて上下方向で係合すると共に、渦巻状ガイド溝 2 8 の延在方向には相対移動可能となっている。

【0 0 5 0】

また、前記渦巻状ガイド溝 2 8 は、図 4, 5 に示すように、駆動プレート 2 の回転方向 R に沿って次第に縮径するように形成されている。

従って、前記作動変換機構 4 0 は、前記球 2 2 が渦巻状ガイド溝 2 8 に係合した状態で、ガイドプレート 2 4 が駆動プレート 2 に対して回転方向 R に相対回転すると、球 2 2 が渦巻状ガイド溝 2 8 の渦巻き形状に沿って半径方向外側に移動し、これによりスライド部としての円筒部 1 4 a が、図 4 に示す外径方向に移動し、リンクアーム 1 4 に連結された回動ピン 8 1 がガイド溝 2 g に近づくように引きつけられ、カムシャフト 1 3 4 は遅角方向に移動する。

【0 0 5 1】

逆に、上記状態からガイドプレート 2 4 が駆動プレート 2 に対して回転方向 R とは逆方向に相対回転すると、球 2 2 は渦巻状ガイド溝 2 8 の渦巻き形状に沿って半径方向内側に移動し、これによりスライド部としての円筒部 1 4 a が、図 5 に示す内径方向に移動し、リンクアーム 1 4 に連結された回動ピン 8 1 がガイド溝 2 g から離れる方向に押され、この場合、カムシャフト 1 3 4 は進角方向に移動する。

【0 0 5 2】

次に、増減速機構 4 1 について詳細に説明する。

前記増減速機構 4 1 は、前記ガイドプレート 2 4 を駆動プレート 2 に対して増速及び減速、即ち、ガイドプレート 2 4 を駆動プレート 2 に対して回転方向 R 側に移動（増速）させたり、ガイドプレート 2 4 を駆動プレート 2 に対して回転方

向Rとは反対側に移動（減速）させたりするものであり、遊星歯車機構 2 5 と第 1 電磁ブレーキ 2 6 と第 2 電磁ブレーキ 2 7 とを備えている。

【0 0 5 3】

前記遊星歯車機構 2 5 は、サンギヤ 3 0 と、リングギヤ 3 1 と、両ギヤ 3 0 , 3 1 に噛み合わされたプラネタリギヤ 3 3 とを備えている。

図 2 , 図 3 に示すように、前記サンギヤ 3 0 は、ガイドプレート 2 4 の前面側の内周に一体的に形成されている。

【0 0 5 4】

前記プラネタリギヤ 3 3 は、前記スペーサ 8 の前端部に固定されたキャリアプレート 3 2 に回転自在に支持されている。

また、前記リングギヤ 3 1 は、前記キャリアプレート 3 2 の外側に回転自在に支持された環状の回転体 3 4 の内周に形成されている。

【0 0 5 5】

尚、前記キャリアプレート 3 2 は、前記スペーサ 8 の前端部に嵌合されて、ワッシャ 3 7 を前端部に当接させた状態でボルト 9 を貫通させてカムシャフト 1 3 4 に締結させて固定されている。

【0 0 5 6】

また、前記回転体 3 4 の前端面には、前方を向いた制動面 3 5 b を有した制動プレート 3 5 がねじで固定されている。

また、前記サンギヤ 3 0 が一体に形成されたガイドプレート 2 4 の外周にも、前方を向いた制動面 3 6 b を有した制動プレート 3 6 が溶接や嵌合などにより固定されている。

【0 0 5 7】

従って、前記遊星歯車機構 2 5 は、プラネタリギヤ 3 3 が自転せずにキャリアプレート 3 2 と共に公転したとすると、第 1 電磁ブレーキ 2 6 ならびに第 2 電磁ブレーキ 2 7 が非作動状態では、サンギヤ 3 0 とリングギヤ 3 1 はフリー状態で同速回転する。

【0 0 5 8】

この状態から第 1 電磁ブレーキ 2 6 のみを制動作動すると、ガイドプレート 2

4 がキャリアプレート 3 2 に対して（カムシャフト 1 3 4 に対して）遅れる方向（図 4，5 の R 方向とは逆方向）に相対回転し、駆動プレート 2 とカムシャフト 1 3 4 とが、図 5 に示す進角方向に相対変位することになる。

【0 0 5 9】

一方、第 2 電磁ブレーキ 2 7 のみを制動作動すると、リングギヤ 3 1 のみに制動力が付与され、リングギヤ 3 1 がキャリアプレート 3 2 に対して遅れ方向に相対回転することによってプラネタリギヤ 3 3 が自転し、このプラネタリギヤ 3 3 の自転がサンギヤ 3 0 を増速させ、ガイドプレート 2 4 を駆動プレート 2 に対して回転方向 R 側に相対回転し、駆動プレート 2 とカムシャフト 1 3 4 とが図 4 に示す遅角方向に相対回転することになる。

【0 0 6 0】

尚、本実施形態において、キャリアプレート 3 2 が入力要素であり、サンギヤ 3 0 が出力要素であり、リングギヤ 3 1 がフリー要素となる。

前記第 1 電磁ブレーキ 2 6 及び第 2 電磁ブレーキ 2 7 は、それぞれ前述した制動プレート 3 6，3 5 の制動面 3 6 b，3 5 b に対向するよう内外 2 重に配置されて、前記 V T C カバー 6 の裏面にピン 2 6 p，2 7 p によって回転のみを規制された浮動状態で支持された円管部材 2 6 r，2 7 r を有している。

【0 0 6 1】

これらの円管部材 2 6 r，2 7 r には、コイル 2 6 c，2 7 c が収容されていると共に、各コイル 2 6 c，2 7 c への通電時に各制動面 3 5 b，3 6 b に押し付けられる摩擦材 2 6 b，2 7 b が装着されている。

【0 0 6 2】

また、各円管部材 2 6 r，2 7 r 及び各制動プレート 3 5，3 6 は、コイル 2 6 c，2 7 c への通電時に磁界を形成するために鉄などの磁性体により形成されている。

【0 0 6 3】

それに対して、前記 V T C カバー 6 は、通電時に磁束の漏れを生じさせないために、また、摩擦材 2 6 b，2 7 b は、永久磁石化して非通電時に制動プレート 3 5，3 6 に貼り付くのを防止するために、アルミなどの非磁性体により形成さ

れている。

【0064】

前記遊星歯車機構 25 の出力要素としてのサンギヤ 30 が設けられたガイドプレート 24 と駆動プレート 2 の相対回動は、最遅角位置および最進角位置において組付角ストッパ 60 により規制されるようになっている。

【0065】

更に、前記遊星歯車機構 25 において、リングギヤ 31 と一体的に設けられている制動プレート 35 と、キャリアプレート 32 との間には、遊星歯車ストッパ 90 が設けられている。

【0066】

ところで、上述した前記作動変換機構 40 は、リンクアーム 14 の円筒部 14a の位置を保持して、駆動プレート 2 とカムシャフト 134 との相対組付位置が変動しない構成となっているもので、その構成について説明する。

【0067】

前記駆動プレート 2 からカムシャフト 134 には、リンクアーム 14 およびスパーサ 8 を介して駆動トルクが伝達されるが、カムシャフト 134 からリンクアーム 14 には、機関バルブ（吸気バルブ 105）からの反力によるカムシャフト 134 の変動トルクが、回動ピン 81 からリンクアーム 14 の両端の枢支点を結ぶ方向の力 F として入力される。

【0068】

前記リンクアーム 14 の円筒部 14a は、径方向ガイドとしてのガイド溝 2g に沿って径方向に案内されていると共に、円筒部 14a から前面に突出した球 22 が、渦巻状ガイド溝 28 に係合されているため、各リンクアーム 14 を介して入力される力 F は、ガイド溝 2g の左右の壁とガイドプレート 24 の渦巻状ガイド溝 28 とによって支持される。

【0069】

従って、リンクアーム 14 に入力された力 F は互いに直交する二つの分力 F_A 、 F_B に分解されるが、これらの分力 F_A 、 F_B は、渦巻状ガイド溝 28 の外周側の壁と、ガイド溝 2g の一方の壁とに略直交する向きで受け止められ、リンク

アーム 1 4 の円筒部 1 4 a がガイド溝 2 g に沿って移動することが阻止され、これにより、リンクアーム 1 4 が回転することが阻止される。

【0 0 7 0】

よって、各電磁ブレーキ 2 6, 2 7 の制動力によってガイドプレート 2 4 が回転されてリンクアーム 1 4 が所定の位置に回転操作された後には、基本的には制動力を付与し続けなくてもリンクアーム 1 4 の位置を維持、つまり、駆動プレート 2 とカムシャフト 1 3 4 の回転位相をそのまま保持することができる。

【0 0 7 1】

尚、前記力 F は、外径方向に作用することに限られず、逆向きの内径方向に作用することもあるが、このとき分力 F A, F B は渦巻状ガイド溝 2 8 の内周側の壁と、ガイド溝 2 g の他方側とに略直角の向きに受け止められる。

【0 0 7 2】

以下、上記可変バルブタイミング機構 V T C 1 1 3 の作用を説明する。

クランクシャフトとカムシャフト 1 3 4 の回転位相を遅角側に制御する場合には、第 2 電磁ブレーキ 2 7 に通電する。

【0 0 7 3】

第 2 電磁ブレーキ 2 7 に通電すると、第 2 電磁ブレーキ 2 7 の摩擦材 2 7 b が制動プレート 3 5 に摩擦接触し、遊星歯車機構 2 5 のリングギヤ 3 1 に制動力が作用し、タイミングsprocket 3 の回転に伴ってサンギヤ 3 0 が増速回転される。

【0 0 7 4】

このサンギヤ 3 0 の増速回転によりガイドプレート 2 4 が駆動プレート 2 に対して回転方向 R 側に回転させられ、これに伴ってリンクアーム 1 4 に支持された球 2 2 が渦巻状ガイド溝 2 8 の外周側に移動する。

【0 0 7 5】

この遅角側への移動は、組付角ストッパ 6 0 により図 4 に示す最遅角位置において規制される。

更に、上述のように、リングギヤ 3 1 の回転を第 2 電磁ブレーキ 2 7 により制動するにあたり、瞬時に回転を規制するのではなく所定量の回転を許しながら制

動を行うもので、この回転量が所定量となると遊星歯車ストップ90によりリングギヤ31の回転が規制されるようになっている。

【0076】

一方、カムシャフト134の組付角度を進角方向に変位させるときには、第1ブレーキ26に通電する。

これにより、ガイドプレート24に制動力が作用することで、ガイドプレート24が駆動プレート2に対して回転方向Rとは反対方向に回転して、カムシャフト134は進角側に組付角度が変位される。

【0077】

この進角側への移動は、組付角ストップ60により図5に示す最進角位置において規制される

更に、ガイドプレート24の回転が規制されると、プラネタリギヤ33が自転してリングギヤ31が増速回転されるが、この回転量が所定量となると遊星歯車ストップ90により回転が規制される。

【0078】

前記ECU114は、クランクシャフト120に対するカムシャフト134の目標進角値（目標回転位相）を機関の運転条件（負荷・回転）に基づいて設定する一方、クランク角センサ117の基準クランク角信号REFとカムセンサ132のカム信号CAMとの位相差を計測することで、実際の進角値（実際の回転位相）を検出する。

【0079】

そして、実際の進角値が前記目標進角値に一致するように、前記第1電磁ブレーキ26及び第2電磁ブレーキ27への通電をフィードバック制御する。

図6～図8のフローチャートは、実際の進角値を検出するための処理を示す。

【0080】

図6のフローチャートに示すルーチンは、クランク角センサ117から基準クランク角信号REFが出力される毎に割り込み実行され、ステップS11では、単位角度信号POSのカウント値CPOSを0にリセットする。

【0081】

また、図7のフローチャートに示すルーチンは、クランク角センサ117から単位角度信号POSが出力される毎に割り込み実行され、ステップS21では、カウント値CPOSを1アップする。

【0082】

従って、前記カウント値CPOSは、基準クランク角信号REFの発生時に0にリセットされ、その後の単位角度信号POSの発生数を計数する値となる。

また、図8のフローチャートに示すルーチンは、カムセンサ132からカム信号CAMが出力される毎に割り込み実行され、ステップS31では、基準クランク角信号REFの発生時点からカム信号CAMが発生するまでの回転角を示すことになる、そのときのカウント値CPOSを読み込む。

【0083】

ステップS32では、前記カウント値CPOSに基づいてクランクシャフト120に対するカムシャフト134の進角値 θ_{det} を検出する。

従って、前記検出値 θ_{det} は、カム信号CAMが発生する毎（クランク角180°毎）に検出されることになる。

【0084】

一方、図9のフローチャートは、可変バルブタイミング機構VTC113のフィードバック制御ルーチンであり、所定微小時間（例えば10msec）毎に割り込み実行される。

【0085】

ステップS41では、前記検出値 θ_{det} を読み込む。

そして、ステップS42では、前回実行時に読み込んだ検出値 θ_{det-1} と今回読み込まれた検出値 θ_{det} とが同じであるか否かを判別する。

【0086】

尚、前記ステップS42では、詳細には、 $|\theta_{det} - \theta_{det-1}| \leq \alpha$ であるか否かを判別させる。

前回値 θ_{det-1} と今回値 θ_{det} が異なるときには、カム信号CAMの発生直後（検出値 θ_{det} が更新された直後）のタイミングであると判断し、ステップS43へ進む。

【0087】

ステップS43では、今回読み込まれた検出値 θ_{det} を、フィードバック制御に用いる推定実角度 θ_{now} にセットする。

一方、前回値 θ_{det-1} と今回値 θ_{det} が同じであるときには、カム信号CAMの発生（検出値 θ_{det} が更新された時点）から2回目以降のタイミングであると判断し、ステップS44へ進む。

【0088】

ステップS44では、電磁ブレーキ26、27の電流（又は印加電圧）を検出する。

尚、電磁ブレーキ26、27の通電・遮断をデューティ制御することで、電流（電圧）を制御する構成の場合には、デューティ制御信号を電流（電圧）に相当する値としても良いし、電流計・電圧計で計測させても良い。

【0089】

また、上記電流（電圧）検出においては、例えば、第1電磁ブレーキ26の電流（電圧）をプラスで示し、第2電磁ブレーキ27の電流をマイナス（電圧）で示すことで、進角方向の電流と遅角方向の電流とを区別できるようにする。

【0090】

そして、ステップS45では、前記電流値 I を、電流と位相進角値との相関を示す伝達関数 $G(s)$ に基づいて推定角度 θ_{pr} に変換する。

ステップS46では、前回実行時にステップS45で求めた推定角度 θ_{pr-1} と今回ステップS45で求めた推定角度 θ_{pr} との差 $\Delta\theta_{pr}$ を算出する。

【0091】

$$\Delta\theta_{pr} = \theta_{pr} - \theta_{pr-1}$$

ステップS47では、前回に実行時に設定された推定実角度 θ_{now-1} に、前記 $\Delta\theta_{pr}$ を加算した結果を、今回の推定実角度 θ_{now} とする。

【0092】

$$\theta_{now} = \theta_{now-1} + \Delta\theta_{pr}$$

従って、機関の低回転時で、カム信号CAMの発生間隔で2回以上本ルーチンが実行される場合には、その2回目以降において、最近の検出値 θ_{det} を基準に

、その後の進角値の変化が電磁ブレーキ 26, 27 の電流（又は印加電圧）に基づいて推定されて、順次積算されることになる（図 11 参照）。

【0093】

そして、ステップ S 48 では、目標進角値（目標回転位相）を機関の運転条件（負荷・回転）に基づいて決定し、ステップ S 49 では、前記推定実角度 θ_{now} と目標進角値との偏差に基づいて、前記電磁ブレーキ 26, 27 への通電をフィードバック制御する。

【0094】

尚、上記図 9 のフローチャートに示したステップのうちのステップ S 41 ～ S 47 の部分、即ち、推定実角度 θ_{now} を求める処理を、ブロック図として示すと図 10 のようになる。

【0095】

前記検出値 θ_{det} をそのまま用いてフィードバック制御させる場合には、検出値 θ_{det} が更新される間で図 9 のフローチャートに示すルーチンが繰り返し実行されることになる低回転時には、実際の進角値に対して大きな誤差を有する値に基づいてフィードバック制御されることになってしまう。

【0096】

しかし、上記構成のようにして、検出値 θ_{det} が更新される間での回転位相の変化を推定して、推定実角度 θ_{now} を更新させることで、たとえ低回転時であっても、実際の進角値により近い角度に基づいてフィードバック制御を行わせることができ、オーバーシュートの発生を回避できる。

【0097】

また、前記電磁ブレーキ 26, 27 の電流（又は印加電圧）を、伝達関数に基づき変換して得られる推定角度 θ_{pr} を、そのまま実角度 θ_{now} とするのではなく、推定角度 θ_{pr} の変化分を検出値 θ_{det} に順次積算させるので、推定角度 θ_{pr} の絶対値に誤差があっても、検出値 θ_{det} が更新される間での推定実角度 θ_{now} を精度良く推定できる。

【0098】

尚、本実施形態では、スパイラルラジアルリンク式の可変バルブタイミング機

構を採用したが、クランクシャフトに対するカムシャフトの回転位相をアクチュエータによって変化させる構成であれば、他の構造の可変バルブタイミング機構であっても良く、アクチュエータも電磁ブレーキに限定されるものではない。

【0 0 9 9】

更に、上記実施形態から把握し得る請求項以外の技術思想について、以下にその効果と共に記載する。

(イ) 請求項 3 記載の可変バルブタイミング機構の制御装置において、

前記可変バルブタイミング機構が、

内燃機関のクランクシャフトから回転を伝達される駆動回転体と、カムシャフト側の従動回転体とが組付角調整機構を介して同軸に連結され、前記組付角調整機構によって前記駆動回転体と従動回転体との組付角度を変化させることで、機関弁のバルブタイミングを変化させる構成であって、

前記組付角調整機構が、一端の回転部が前記駆動回転体と従動回転体との一方に回転可能に連結されると共に、他端のスライド部が前記駆動回転体と従動回転体との他方に設けられた径方向ガイドにより径方向にスライド可能に連結されるリンクアームを備え、前記スライド部を径方向に変位させる渦巻き状ガイドが形成されたガイドプレートを、前記電磁ブレーキによって前記駆動回転体に対して相対回転させることによって、前記回転部の位置を周方向に相対変位させ、前記駆動回転体と従動回転体との組付角度を変化させる構成であることを特徴とする可変バルブタイミング機構の制御装置。

【0 1 0 0】

上記構成によると、電磁ブレーキによってガイドプレートが駆動回転体に対して相対回転し、これによってスライド部が径方向に変位すると共に、回転部の位置が周方向に相対変位し、前記駆動回転体と従動回転体との組付角度（クランクシャフトに対するカムシャフトの回転位相）が変化する。

【0 1 0 1】

そして、係る構成の可変バルブタイミング機構において、回転位相が検出される間における回転位相の変化を推定して、フィードバック制御が行われるから、たとえ低回転時であって回転位相の検出周期が長くなっても、実際とは大きく異

なる回転位相に基づいてフィードバック制御されることがなく、オーバーシュートの発生を回避できる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】 実施の形態における内燃機関のシステム構成図。

【図 2】 実施の形態における可変バルブタイミング機構を示す断面図。

【図 3】 上記可変バルブタイミング機構の分解斜視図。

【図 4】 上記可変バルブタイミング機構の要部の作動を示す図 2 の A - A 断面図。

【図 5】 上記可変バルブタイミング機構の要部の作動を示す図 2 の A - A 断面図。

【図 6】 基準クランク角信号 R E F 毎の C P O S リセット処理を示すフローチャート。

【図 7】 単位角度信号 P O S 毎の C P O S のカウントアップ処理を示すフローチャート。

【図 8】 カム信号 C A M 毎の進角値 θ_{det} の検出処理を示すフローチャート。

【図 9】 単位時間毎に実行されるフィードバック制御を示すフローチャート。

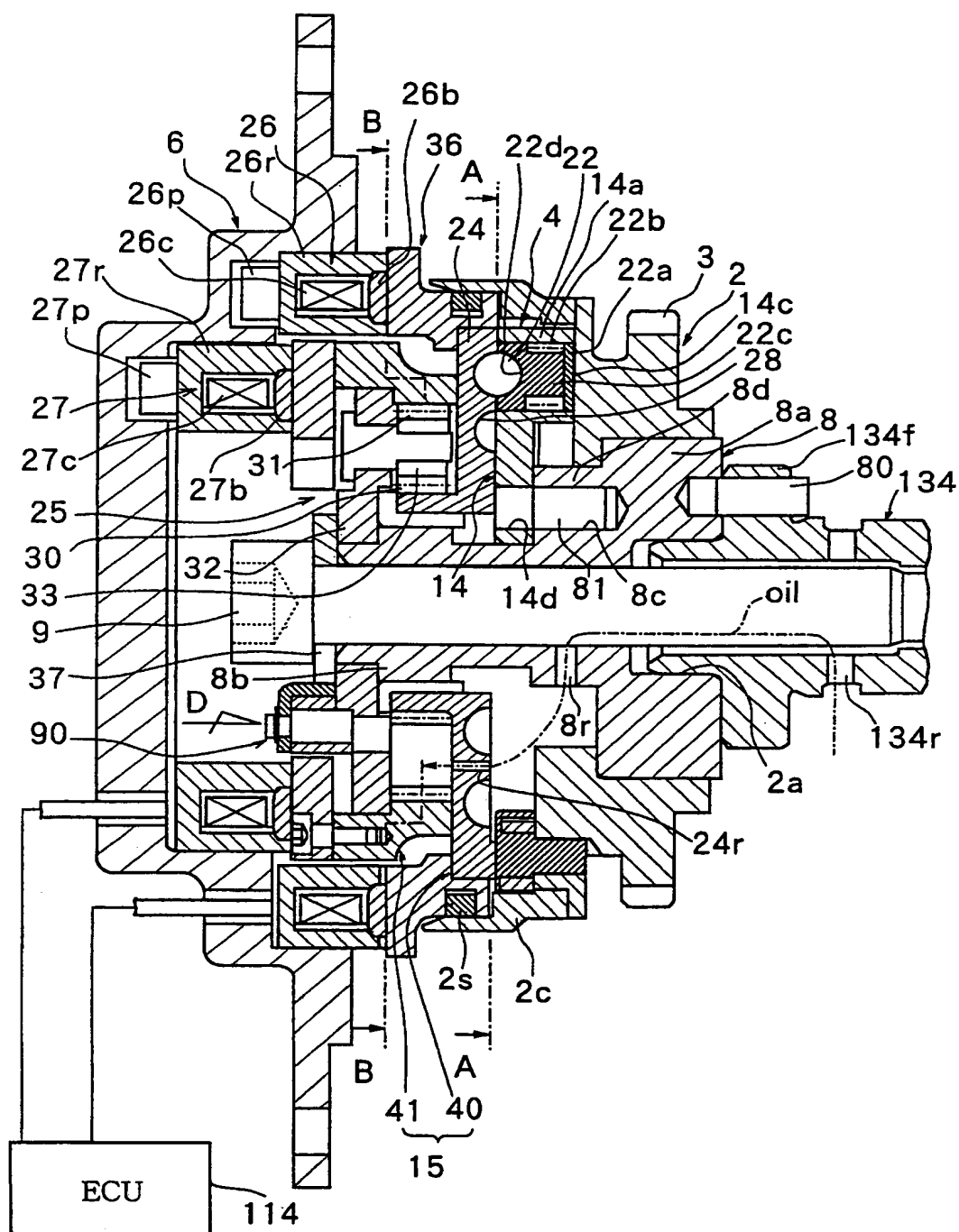
【図 1 0】 推定実角度 θ_{now} の設定処理を示すブロック図。

【図 1 1】 検出角度 θ_{det} , 推定角度 θ_{pr} , 推定実角度 θ_{now} の相関を示すタイムチャート。

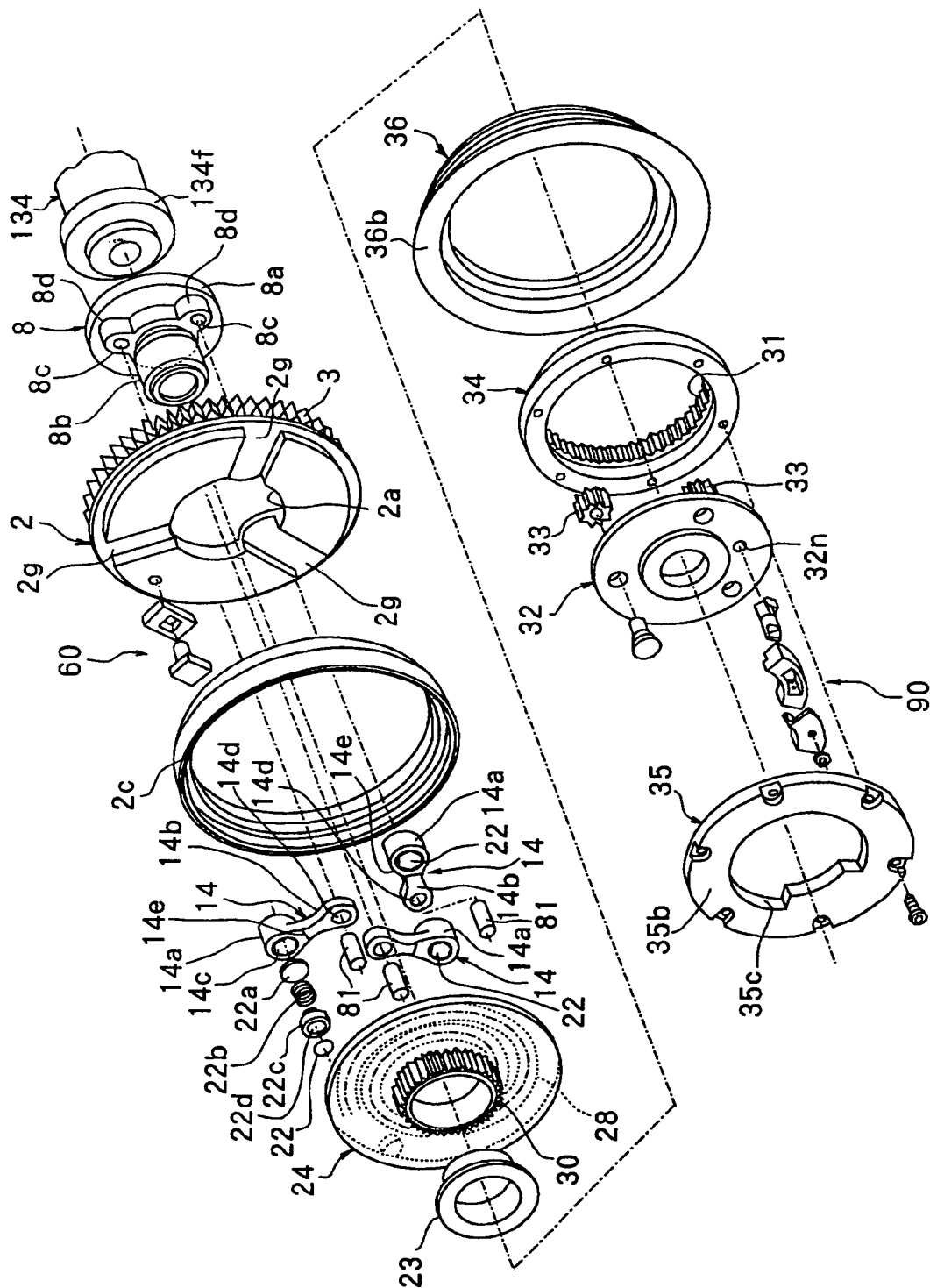
【符号の説明】

1 0 1 … 内燃機関、 1 0 5 … 吸気バルブ、 1 1 3 … 可変バルブタイミング機構 V T C、 1 1 4 … エンジンコントロールユニット、 1 1 7 … クランク角センサ、 1 2 0 … クランクシャフト、 1 3 2 … カムセンサ、 1 3 4 … カムシャフト

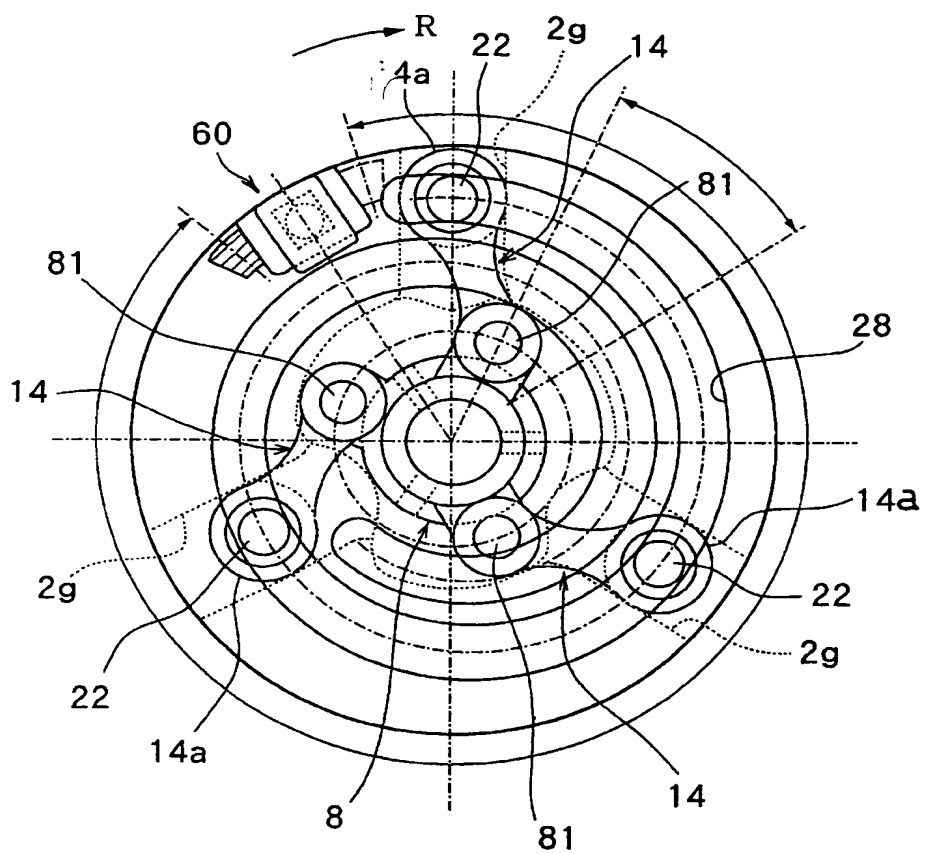
【図 2】



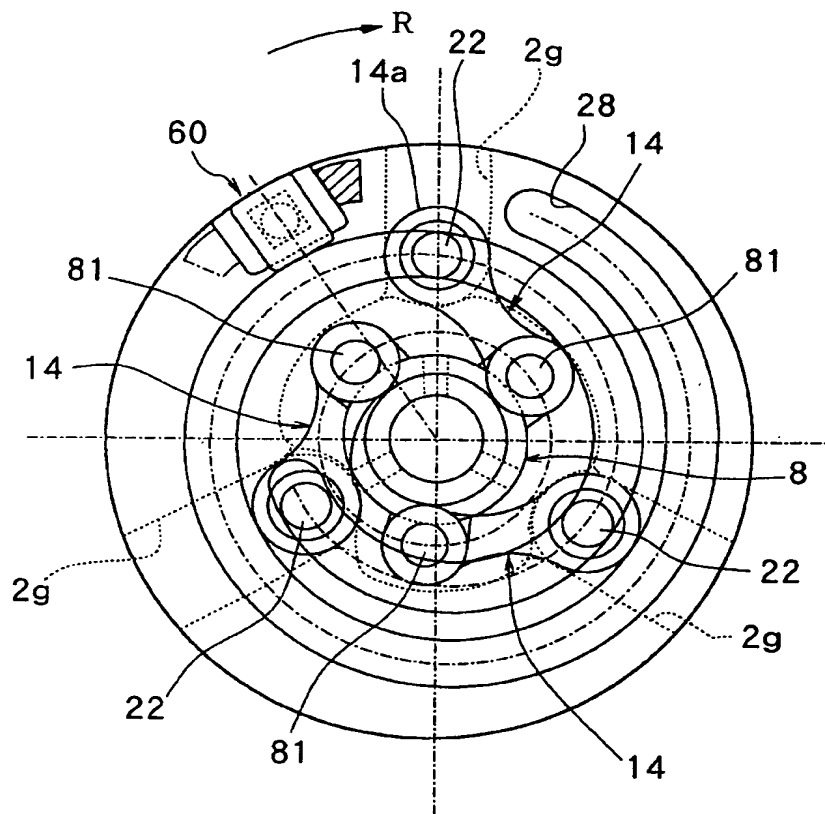
【図 3】



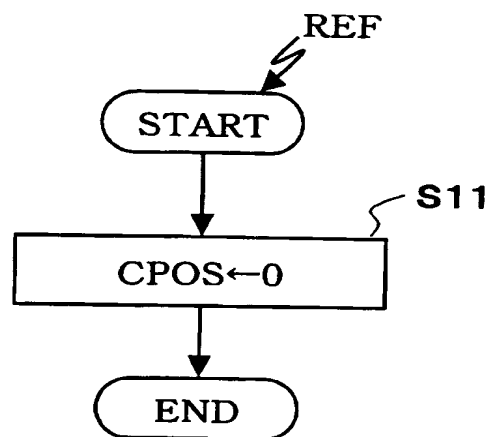
【図 4】



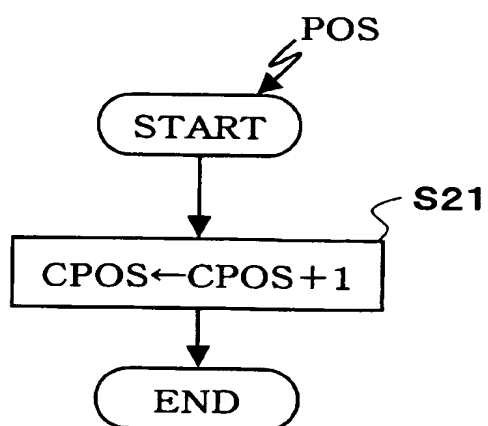
【図 5】



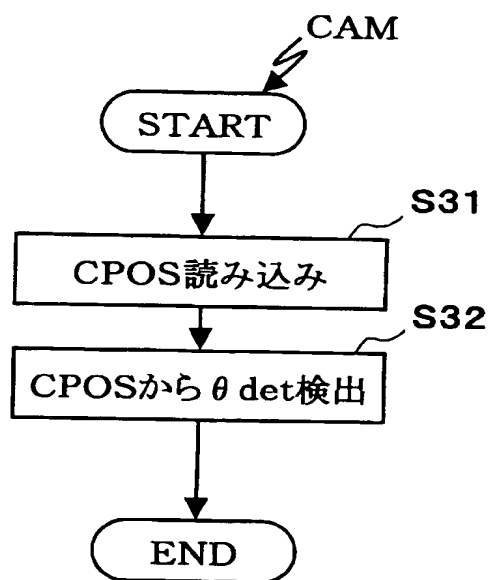
【図 6】



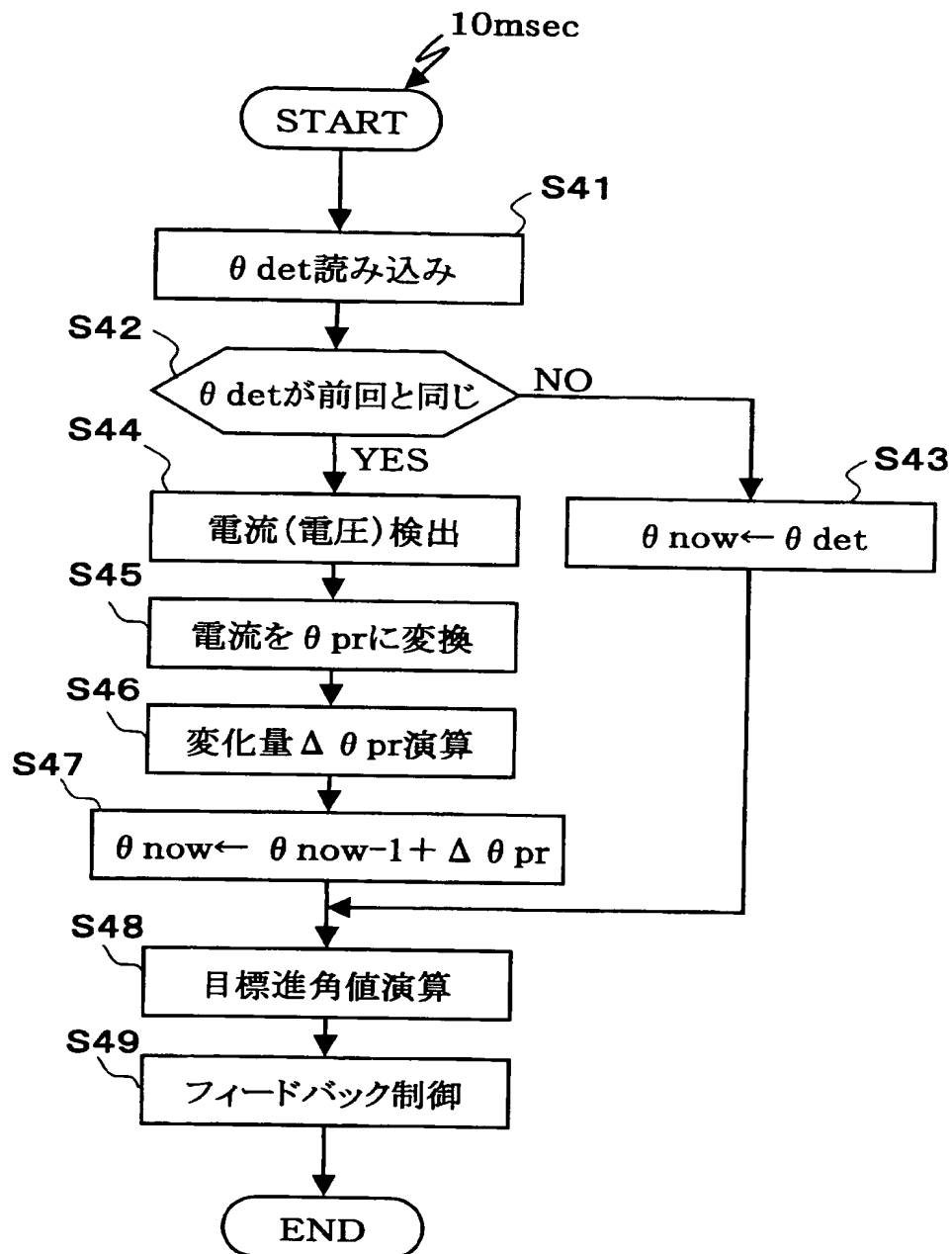
【図 7】



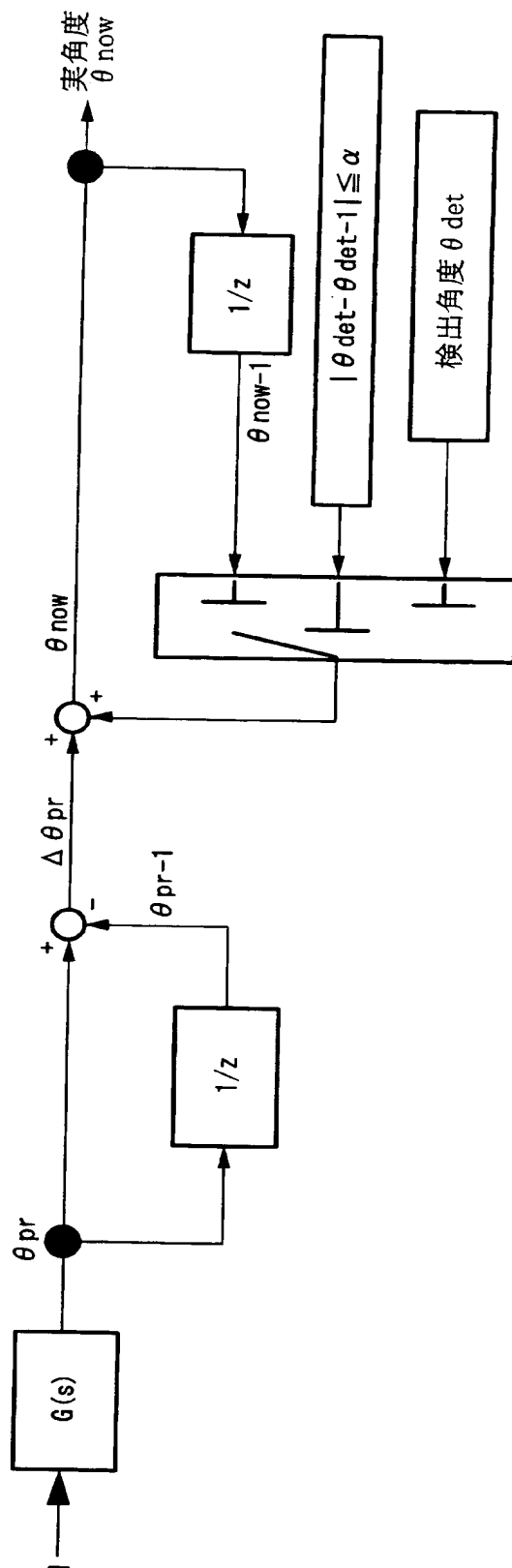
【図 8】



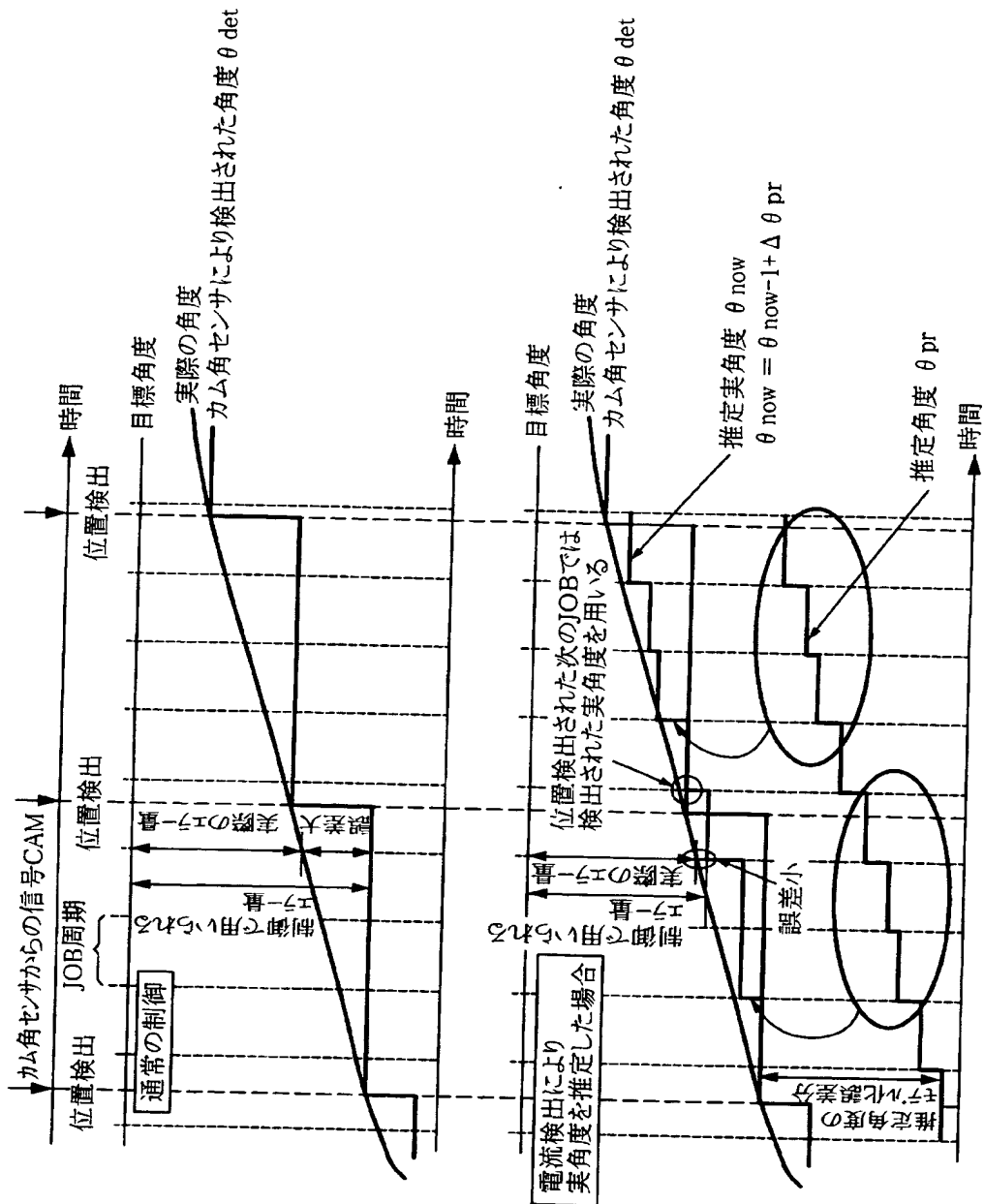
【図 9】



【図 10】



【図 11】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 クランクシャフトに対するカムシャフトの回転位相を変化させる可変バルブタイミング機構において、回転位相の検出周期が長くなる低回転時においてオーバーシュートが発生することを回避する。

【解決手段】 クランク角センサ及びカムセンサの検出信号から回転位相 θ_{det} を検出して、これを推定実角度 θ_{now} にセットする。一方、前記回転位相の検出周期の間で、単位時間毎に、可変バルブタイミング機構のアクチュエータの制御量（電流又は電圧）からそのときの進角値 θ_{pr} を推定し、かつ、該推定進角値 θ_{pr} の前回値からの変化量 $\Delta \theta_{pr}$ を求め、該変化量 $\Delta \theta_{pr}$ を前回までの推定実角度 θ_{now} に順次積算して、前記推定実角度 θ_{now} を更新させる。そして、前記推定実角度 θ_{now} に基づいて可変バルブタイミング機構をフィードバック制御する。

【選択図】 図 9

特願 2 0 0 2 - 3 1 8 3 7 1

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[0 0 0 1 6 7 4 0 6]

1. 変更年月日

1 9 9 3 年 3 月 1 1 日

[変更理由]

名称変更

住 所

神奈川県厚木市恩名 1 3 7 0 番地

氏 名

株式会社ユニシアジェックス

2. 変更年月日

2 0 0 2 年 1 0 月 1 5 日

[変更理由]

名称変更

住 所

神奈川県厚木市恩名 1 3 7 0 番地

氏 名

株式会社日立ユニシアオートモティブ